DOI:10.13229/j.cnki.jdxbgxb2010.01.020
第40卷 第1期
2010年1月
吉林大学学报(工学版)
Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition)
Vol.40 No.1
Jan. 2010

基于多级鲁棒PID控制的汽车稳定性控制策略

玄圣夷,宋传学,靳立强,李建华,林 叶

(吉林大学 汽车动态模拟国家重点实验室,长春 130022)

摘 要: 利用AMESim软件搭建了整车和液压制动系统模型。将基于H_∞控制理论的PID控制算法应用于汽车稳定性控制的研究。根据车辆行驶状态的变化调整鲁棒PID控制器的参数,构建以横摆角速度和质心侧偏角为控制目标的汽车稳定性控制算法。进而利用PID控制算法得出制动轮缸压力,实现了整车的稳定性控制。利用Matlab/Simulink和AMESim建立联合仿真平台,对控制算法进行验证。结果表明,该控制算法具有很好的实时性和控制效果,能够满足车辆稳定性控制的要求。

关键词: 车辆工程;稳定性控制;鲁棒PID;联合仿真

中图分类号: U461.91　　**文献标志码:** A　　**文章编号:** 1671-5497(2010)01-0013-06

Multilevel robust PID control strategy for vehicle stability control

XUAN Sheng-yi, SONG Chuan-xue, JIN Li-qiang, LI Jian-hua, LIN Ye

(State Key Laboratory of Automobile Dynamic Simulatuion, Jilin University, Changchun 130022, China)

Abstract: A model was built for the vehicle and its hydraulic brake system using the AMESim software. A PID control algorithm based on the H_∞ control theory was used in study of the vehicle stability control. The parameters of the robust PID controller were adjusted according to the vehicle driving state, taking the yaw rate and the mass center sideslip angle as the control targets, an algorithm for the vehicle stability control was developed. Using the PID control algorithm, the brake pressure in the wheel cylinder was calculated, and the vehicle stability control was realized. A combined simulation platform was set up using softwares Matlab/Simulink and AMESim which was applied to verify the proposed algorithm. The results show that the algorithm has good real-time ability and control effect, can satisfy the request of vehicle stability control.

Key words: vehicle engineering; stability control; robust PID; combined simulation

电子稳定性控制是一种全新概念的汽车主动安全控制策略,可以提高车辆在极限工况下的行驶性能,改善车辆在紧急操控下的响应,进而大幅度提高整车的主动安全性,是一种理想的电子主动安全性控制系统。鉴于电子稳定性控制在车辆稳定性控制研究方面的诸多优势,各国学者均对其进行了深入研究。Drakunov等[1]实现了基于滑模控制的车辆稳定性控制。韩国万都汽车零部件公司的Kwak等[2]将多级滑模控制理论应用到汽车稳定性控制中,建立了新型汽车稳定性控制器。Laine等[3]利用最优方程调节发动机和制动力控制,实现车辆稳定性控制。Morgando[4]将前

收稿日期:2009-03-25.

基金项目:吉林省科技发展计划项目(20040322);吉林大学"985工程"研究生创新基金项目(20080204).

作者简介:玄圣夷(1982-),女,博士研究生.研究方向:汽车系统动力学.E-mail:sprit@126.com

通信作者:宋传学(1959-),男,教授,博士生导师.研究方向:汽车系统动力学.E-mail:songchx@126.com

馈控制应用到稳定性控制中,提高了车辆整体操纵稳定性。在国内,吉林大学李静等[5]将神经网络 PID 控制算法应用于汽车稳定性控制研究中;上海交通大学、重庆大学等高校均开展了此方面研究工作[6-7]。

作者首先利用 AMESim 软件,建立了整车及液压制动系统模型,进而将 H_∞ 理论和 PID 控制理论结合,以车辆行驶状态作为参考,构建了多级鲁棒 PID 控制策略。以上述研究内容为基础,基于 Matlab/Simulink 和 AMESim 联合仿真技术,构建了汽车稳定性控制的虚拟仿真平台,实现了汽车稳定性控制系统控制策略的虚拟仿真。

1　仿真模型

整车模型和液压制动系统模型是汽车稳定性控制策略研究的基础,首先利用 AMESim 软件建立了车辆动力学模型和液压制动系统模型[8],为汽车稳定性控制策略研究提供软件平台。

1.1　车辆动力学模型

利用 AMESim 软件,基于车辆动力学原理,建立了 15 自由度整车数学模型,其中整车沿纵向(x 轴)、侧向(y 轴)、垂直方向(z 轴)3 个自由度和侧倾、俯仰、横摆 3 个自由度;4 个车轮的垂直方向 4 个自由度和绕车轴转动 4 个自由度;转向系沿侧向 1 个自由度。该车辆模型包括发动机模型、变速器模型、转向系模型、轮胎模型等,同时考虑了空气阻力、轮胎滚动阻力的影响。

1.2　液压制动系统模型

利用 AMESim 软件建立了液压制动系统模型,该模型包括制动主缸、真空助力器、制动轮缸、液压单元。其中液压单元包括增压阀、减压阀、隔离阀、吸入阀、低压储能器、高压阻尼器、节流阀、电机泵等部件,其结构如图 1 所示。

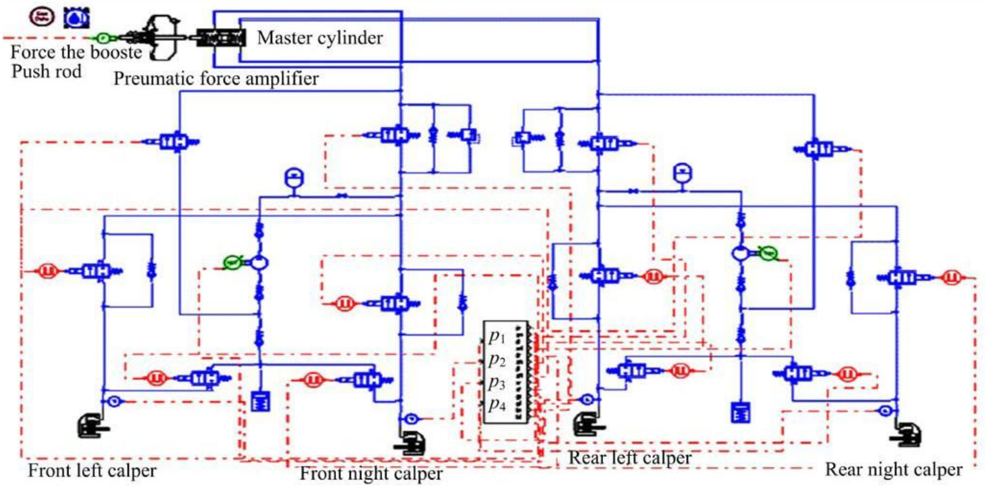

图 1　液压制动系统模型

Fig. 1　Hydraulic brake system model

系统工作时,由相应的控制算法决策电磁阀的开关状态,并得到增压阀和减压阀的脉宽调制占空比,控制电磁阀工作,从而调节各轮制动压力。液压制动系统主要参数如下:前轮制动器活塞直径为 54 mm;后轮制动器活塞直径为 41 mm;低压蓄能器弹簧刚度为 6 N/mm;低压蓄能器弹簧预紧力为 67 N;节流阀孔径为 0.4 mm;阀口流量系数为 0.7;阀体自然频率为 200 Hz;前轮增压阀截流面积为 0.50 mm^2;前轮减压阀截流面积为 0.50 mm^2;后轮增压阀截流面积为 0.32 mm^2;后轮减压阀截流面积为 0.32 mm^2;隔离阀截流面积为 2.5 mm^2;吸入阀截流面积为 2.5 mm^2;泵额定转速为 3000 r/min;泵排量为 0.1 cm^2/r。

2　汽车稳定性控制算法

根据车辆实际行驶状态变化,构建了基于 H_∞ 理论的多级鲁棒 PID 控制算法,将横摆角速度和质心侧偏角作为控制目标,实现了汽车稳定性控制的多目标协调控制算法。

2.1　鲁棒 PID 控制器设计

H_∞ 控制理论是一种鲁棒控制策略,近 10 年来,得到了越来越广泛的应用。PID 控制是目前应用最广泛的控制算法之一。将 H_∞ 控制理论和 PID 控制结合,可以充分发挥两种控制算法的优势,实现目标系统的鲁棒控制[9]。

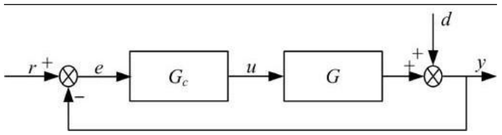

图 2　系统控制框图

Fig. 2　Structure of control system

如图 2 所示，设计目标控制器 G_c 使闭环系统稳定，且干扰 d 对期望输出 y 的影响最小。根据 H_∞ 控制理论，能使系统稳定的控制器可由以下的参数化方程表示

$$G_c = \frac{Q}{1 - GQ} \tag{1}$$

式中：Q 为一个稳定的传递函数。从外部干扰 d 到受控对象输出 y 间的传递函数可表示为

$$S = \frac{1}{1 + GG_c} = 1 - GQ \tag{2}$$

系统的性能指标为

$$\min \ \| WS \|_\infty \tag{3}$$

设受控对象为 $G(s)$，其表达式为

$$G\left(s\right) = \frac{Ke^{-\tau s}}{TS + 1} \approx \frac{K\left(1 - \tau s/2\right)}{(Ts + 1)\left(1 + \tau s/2\right)} \tag{4}$$

根据以上各式，通过计算，可得到 Q 的最佳值

$$Q = \frac{(Ts + 1)\left(1 + \tau s/2\right)}{K(\lambda s + 1)^2} \tag{5}$$

易知，当 λ 趋于 0 时，Q 达到最优，将此式带入式(1)，得

$$G_c = \frac{(Ts + 1)\left(1 + \frac{\tau}{2}s\right)}{K\left[(\lambda s + 1)^2 - \left(1 - \frac{\tau}{2}s\right)\right]} \tag{6}$$

实际的 PID 控制器为

$$G_c(s) = K_c\left(1 + \frac{1}{T_I s}\right)\left(\frac{T_D s + 1}{T_F + 1}\right) \tag{7}$$

比较式(6)(7)，可得

$$K_c = \frac{T_I}{K\left(2\lambda + \frac{\tau}{2}\right)}$$

$$T_I = T,\ T_D = \frac{\tau}{2},\ T_F = \frac{\lambda^2}{2\lambda + \frac{\tau}{2}}$$

式中：K 为系统增益；T 为时间常数；τ 为时间延迟，$\lambda = \alpha \cdot \tau$，根据实际系统的特性，α 取 0.2～1.2，即被控系统参数确定后，鲁棒 PID 控制系统的控制参数由 α 决定。

2.2　汽车稳定性控制算法

将横摆角速度和质心侧偏角作为控制参数。当车辆实际质心侧偏角低于侧偏角最低门限值时，执行横摆角速度控制算法；当实际质心侧偏角超出侧偏角门限值时，系统将切换到质心侧偏角控制算法。与传统控制算法相比，本文所采用的多级鲁棒 PID 控制算法具有结构简单、适应性强、响应快和精度高等优点。具体控制框图如图 3 所示，利用理想二自由度模型计算出理想横摆角速度及理想质心侧偏角，将理想值与实际值之差作为控制目标，通过多级鲁棒 PID 控制算法，得出各个车轮所需制动力，进而决策出目标轮缸压力，并通过 PWM 控制调节电磁阀开度，实现整车稳定性控制。

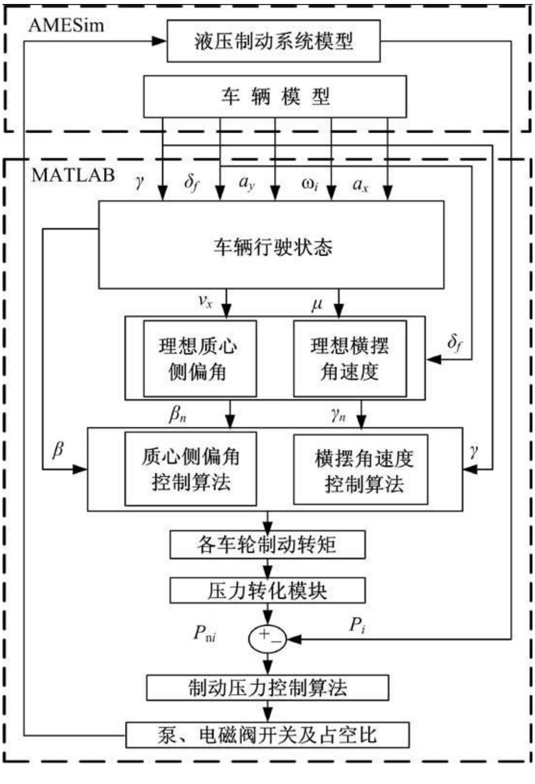

图 3　汽车稳定性控制系统框图

Fig. 3　Structure of automobile stability control system

2.2.1　横摆角速度控制算法

利用理想二自由度车辆模型计算出理想横摆角速度值

$$r_n = \frac{v_x/L}{1 + \frac{m}{L^2}(l_f/k_r - l_r/k_f)v_x^2}\delta = \frac{v_x\delta}{L(1 + Kv_x^2)} \tag{8}$$

式中：K 为稳定性因数；v_x 为车速；δ 为车辆前轮转向角；L 为轴距；l_f、l_r 分别为车辆质心至前轴及后轴中心线的距离；k_f、k_r 分别为汽车前后轴侧偏刚度；m 为整车质量。

理想的横摆角速度由于受路面附着条件限制，在轮胎附着极限下的侧向力必须满足约束

$$|a_y| \leqslant \mu \cdot g \tag{9}$$

在低附着路面，最大理想横摆角速度可表示为

$$\gamma_{n\max} = \frac{\mu \cdot g}{v_x} \tag{10}$$

考虑在低附着路面上时 $\gamma_{n\max} < \gamma_n$，在高附着路面上时 $\gamma_n < \gamma_{n\max}$，为满足不同路面条件，横摆角速度理想值为

$$\gamma_n = \min\left\{\left|\frac{v_x \cdot \delta}{L\left(1 + K v_x^2\right)}\right|, \left|\frac{\mu \cdot g}{v_x}\right|\right\} \mathrm{sgn}\left(\delta\right) \tag{11}$$

若理想横摆角速度与实际横摆角速度之差大于零，为不足转向，小于零则为过多转向。当车辆处于不足转向时则对内后轮进行相应的制动，使汽车得到与汽车横摆角速度方向相同的补偿横摆力矩。当车辆处于过多转向时，通过对外前轮进行相应的制动可以使汽车得到与汽车横摆角速度方向相反的补偿横摆力矩，减小汽车的过多转向趋势。

车辆转向行驶时，控制器实时计算横摆角速度与车辆理想横摆角速度差值，当差值达到最低门限时，控制算法启动。在控制算法中设有动态门限，随横摆角速度之差的变化，2.1 节中介绍的控制算法中的 α 随门限不同而变化，改变 PID 的控制参数。进而经过 PID 控制模块决策出目标制动压力。当横摆角速度差值低于最低门限时，系统关闭横摆角速度控制算法，返回初始状态。横摆角速度控制算法如图 4 所示。

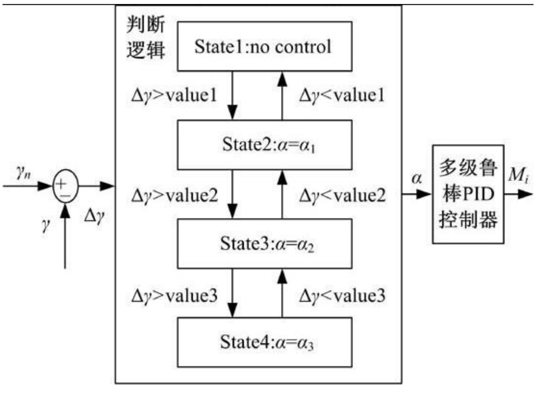

图 4　横摆角速度控制算法

Fig. 4　Yaw rate control method

2.2.2　质心侧偏角控制算法

通过理想二自由度车辆模型计算出理想质心侧偏角值为

$$\beta_n = \frac{l_{\mathrm{r}} - m l_{\mathrm{f}} v_x^2/(k_{\mathrm{r}} L)}{L(1 + K v_x^2)} \delta \tag{12}$$

受到附着条件限制，在低附着路面上

$$\beta_{n\max} = \mu g\left(\frac{l_{\mathrm{r}}}{v_x^2} + \frac{m l_{\mathrm{f}}}{k_{\mathrm{r}} L}\right) \tag{13}$$

综上所述，在低附着路面上 $\beta_{n\max} < \beta_n$，在高附着路面上 $\beta_n < \beta_{n\max}$。

在大侧偏角工况下，特别是在车辆物理极限下，汽车将丧失转向能力。在正常沥青路面上，该物理极限下的质心侧偏角极限值为 ±10°，如果汽车的质心侧偏角达到该值，汽车将失稳，进而引发交通事故。因此应将质心侧偏角限制在该极限值 β_T 之内。为适应不同路面条件，取三种工况中绝对值较小的作为理想质心侧偏角值，得出理想质心侧偏角数值表达式为

$$\beta_n = \min\left\{\left|\frac{l_{\mathrm{r}} - m l_{\mathrm{f}} v_x^2/(k_{\mathrm{r}} L)}{L(1 + K v_x^2)} \delta\right|, \right.$$
$$\left.\left|\mu g\left(\frac{l_{\mathrm{r}}}{v_x^2} + \frac{m l_{\mathrm{f}}}{k_{\mathrm{r}} L}\right)\right|, \quad |\beta_r|\right\} \tag{14}$$

质心侧偏角控制对车辆产生的附加横摆力矩与横摆角速度控制相反，所以当质心侧偏角控制启动时，横摆角速度控制算法关闭。

当实际质心侧偏角超出控制算法设置的最低门限值时，控制算法启动。随理想质心侧偏角与实际质心侧偏角差值的变化，系统在相应门限状态之间动态变化，输出不同门限状态所对应的鲁棒 PID 控制参数，通过计算得出各个车轮的附加制动力矩。当质心侧偏角低于相应门限时，系统依次返回相应状态。若差值小于最低门限条件，则切换回横摆角速度控制。质心侧偏角控制算法如图 5 所示。

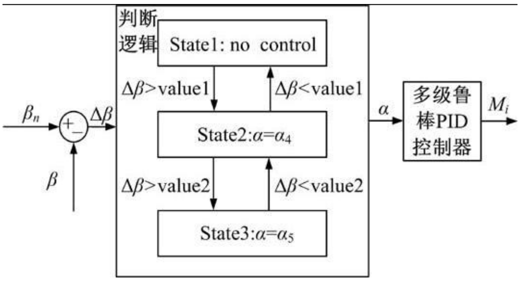

图 5　质心侧偏角控制算法

Fig. 5　Slip angle control method

3　典型工况仿真

为验证上述控制策略的控制效果，利用 Matlab/Simulink 和 AMESim 软件搭建的虚拟仿

真平台，分别进行了闭环和开环仿真试验验证，其中闭环试验工况为双移线试验，开环试验工况为方向盘角阶跃输入试验。

3.1　虚拟仿真平台简介

Matlab/Simulink 和 AMESim 的联合仿真分为两种方式：通过 *S* 函数将 AMESim 以 Simulink 模块的形式嵌入 Simulink 实现基于 Smulink 的联合仿真；通过 SL2AME 接口技术将 Simulink 嵌入 AMESim 软件中实现基于 AMESim 的联合仿真。为了便于控制参数调节，本文使用第一种方式实现联合仿真。充分利用 AMESim 在液压/机械方面建模的优势和 Simulink 在控制方面的特点，构建了汽车稳定性控制的虚拟仿真平台，实现了控制策略的设计和验证。

仿真时车辆主要参数如下：整车整备质量为 1296 kg，轴距为 2.57 m，绕 *z* 轴的转动惯量为 1750 kg · m^2，轮胎模型采用魔术公式模型，制动系统参数见 1.2 节。

3.2　双移线工况仿真

仿真条件为：车速 35 m/s，路面附着系数 0.8，行驶路径如图 6 所示。根据汽车行驶状态进行自动调整 α，以满足控制需要，α 初值为 0.5。其他控制参数根据系统情况确定。

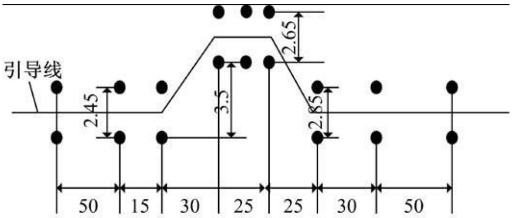

图 6　双移线行驶路径

Fig. 6　Traveling path of double lane change

图 7、图 8 为双移线仿真工况下质心侧偏角对比曲线及横摆角速度对比曲线，采用传统 PID 控制的汽车稳定性明显优于未施加控制的车辆，而施加多级鲁棒 PID 稳定性控制车辆的质心侧偏角幅值和横摆角速度幅值最小，充分验证了该控制算法的优越性，其能够有效提高车辆行驶稳定性。图 9 为施加稳定性控制时左前轮及右前轮所施加的附加制动压力曲线。从图 9 可以看出，当车辆行驶发生变化时，控制算法决策的轮缸制动压力也相应发生变化，以满足稳定性控制的要求。

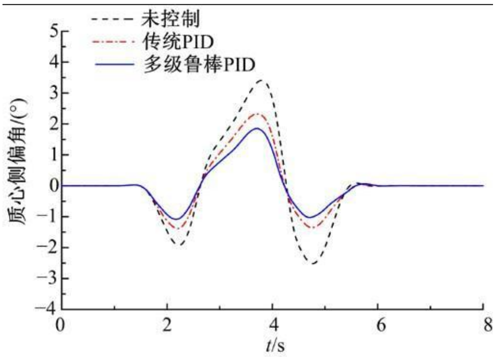

图 7　质心侧偏角对比曲线

Fig. 7　Comparison curve of yaw rate

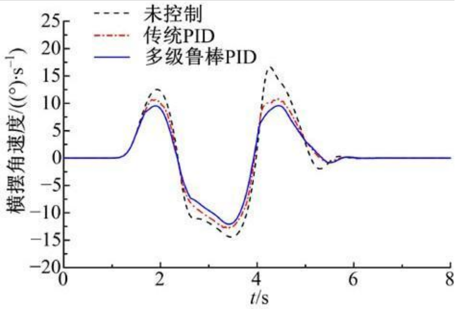

图 8　横摆角速度对比曲线

Fig. 8　Comparison curve of Slip angle

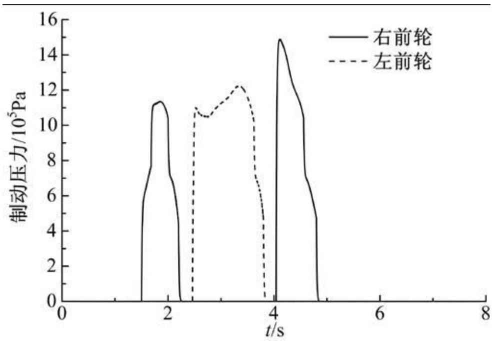

图 9　轮缸制动压力曲线

Fig. 9　Brake pressure curve of wheel cylinders

3.3　阶跃工况仿真

仿真条件为：车速 30 m/s，路面附着系数 0.8，方向盘转角输入如图 10 所示。根据汽车行驶状态进行自动调整 α，以满足控制需要，α 初值

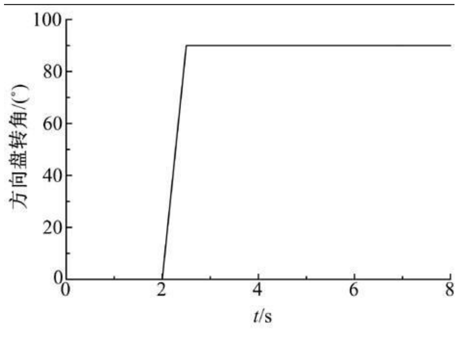

图 10　方向盘转角输入

Fig. 10　Input signal of steering

为 0.5。其他控制参数根据系统情况确定。

图 11、图 12 所示为阶跃输入下的质心侧偏角响应曲线及横摆角速度响应曲线,可以看出,施加稳定性控制的车辆的质心侧偏角及横摆角速度的幅值明显减小,并且快速达到稳定状态,其控制效果明显优于未施加控制的车辆。与传统 PID 控制相比,采用多级鲁棒 PID 控制策略可以进一步减小质心侧偏角及横摆角速度响应曲线的幅值,并且使车辆的稳定时间缩短,能够进一步提升整车的稳定性控制品质,获得更加理想的控制效果。图 13 为阶跃仿真过程中左前轮轮缸压力变化曲线,通过对左前轮施加附加制动力,保证车辆的稳定行驶。

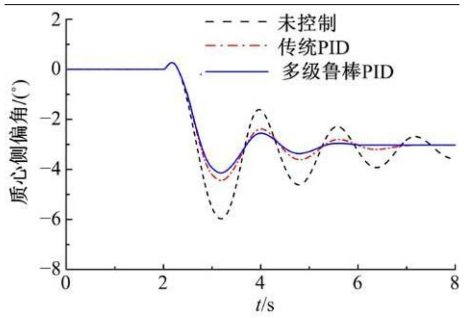

图 **11**　质心侧偏角对比曲线

Fig. 11　Comparison curve of wheel angle Slip angle

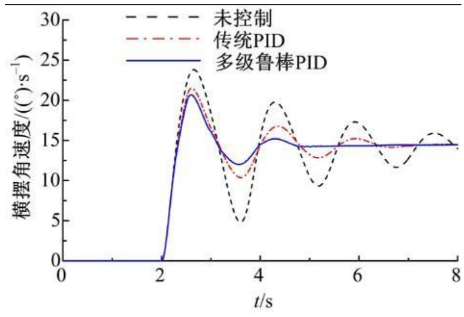

图 **12**　横摆角速度对比曲线

Fig. 12　Comparison curve of yaw rate

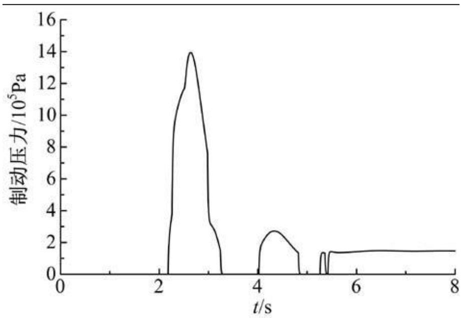

图 **13**　左前轮轮缸制动压力曲线

Fig. 13　Brake pressure curve of wheel cylinders

4　结束语

将多级鲁棒 PID 控制算法应用于汽车稳定性控制的研究,根据汽车行驶状态的变化,改变横摆角速度和质心侧偏角与各自理想值之间差值的门限值,据此调整鲁棒 PID 的控制参数 α,实现 PID 控制参数的动态调整,进而实现汽车稳定性的主动横摆力矩控制。利用 Matlab/Simulink 和 AMESim 联合仿真技术,构建了汽车稳定性控制的虚拟仿真平台,在此基础上,进行了汽车稳定性控制算法的闭环双移线试验和开环阶跃试验的联合仿真验证。结果表明,该算法能有效改善车辆主动安全性,提高汽车的弯道稳定行驶能力。整个控制算法具有很好的实时性,能够满足实际应用的要求。

参考文献:

[1] Drakunov S V, Ashrafi B, Rosiglioni A. Yaw control algorithm via sliding mode control[C]//IEEE American Control Conference, 2000: 580-583.

[2] Kwak B, Park Y. Robust vehicle stability controller based on multiple sliding mode control[C]//SAE Paper, 2001-01-1060.

[3] Laine L, Andreasson J. Control allocation based electronic stability control system for a conventional road vehicle[C]//IEEE Intelligent Transportation Systems Conference, 2007: 514-521.

[4] Morgando A. Linear approach to ESP control logic design[C]//SAE Paper, 2006-01-1018.

[5] 李静,徐斌,张英峰,等. 车辆电子稳定性程序神经网络 PID 控制算法[J]. 吉林大学学报:工学版,2007,37(4):741-744.

Li Jing, Xu Bin, Zhang Ying-feng, et al. Control algorithm based on neural network PID controller for vehicle electronic stability program[J]. Journal of Jinlin University(Engineering and Technology Edition), 2007, 37(4): 741-744.

[6] Li Bin, Li Dao-fei, Yu Fan. Vehicle yaw stability control using the fuzzy-logic controller[C]//IEEE Vheicle Electronics and Safety Conference, 2007: 1-5.

[7] 谢敏松. 汽车 ESP 液压系统动态特性研究[D]. 重庆:重庆大学,2007.

Xie Min-song. Research on dynamic characteristics of vehicle ESP hydralic system[D]. Chongqing University, 2007.

[8] AMESim User Manual[Z]. IMAGINE S.A. 2007.

[9] 陶永华. 新型 PID 控制及其应用[M]. 北京:机械工业出版社,2005.